



JP10280919

Biblio

Page 1

Drawing

**VALVE TIMING CONTROL DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE**

Patent Number: JP10280919  
Publication date: 1998-10-20  
Inventor(s): KANDA MASANORI  
Applicant(s): UNISIA JECS CORP  
Requested Patent: ☐ JP10280919  
Application Number: JP19970083186 19970402  
Priority Number(s):  
IPC Classification: F01L1/34; F02D11/06; F02D11/10; F16K3/24; F16K31/06  
EC Classification:  
Equivalents:

**Abstract**

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To dispense with a special spring storing room and shorten the shaft length of a valve body by utilizing an existent space locating on the end of the actuator side of the valve body and storing a valve spring.

**SOLUTION:** A valve timing control device provided with a movable body for converting the rotation phase of a rotary body and cam shaft in response to the slide to an axial direction has a solenoid valve 22 between the rotary body driven by an engine and the cam shaft by which the rotation force is transmitted from this rotary body and this valve 22 is provided in order to control the supply/discharge of an oil pressure for moving the movable body in the axial direction. This solenoid valve 22 is provided with a valve body 33 stored in the holding hole 32 of an engine main body and a spool valve body 35 for changing the oil passage is inserted in the valve hole 34 of the valve body 33 and a valve spring 45 for energizing this spool valve body 35 to one direction is stored in a space 62 formed in order to provide an insertion groove 56 for inserting a seal ring 55 on the valve hole 34 front end of the valve body 33.

Data supplied from the **esp@cenet** database - I2

..... PAGE BLANK (USPTO)

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平10-280919

(43) 公開日 平成10年(1998)10月20日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup> 識別記号

F 0 1 L 1/34

F 0 2 D 11/06

11/10

F 1 6 K 3/24

F I

F 0 1 L 1/34

F 0 2 D 11/06

11/10

F 1 6 K 3/24

Z

C

Z

A

A

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 7 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平9-83186

(22) 出願日 平成9年(1997)4月2日

(71) 出願人 000167406

株式会社ユニシアジェックス

神奈川県厚木市恩名1370番地

(72) 発明者 神田 政徳

神奈川県厚木市恩名1370番地 株式会社ユ

ニシアジェックス内

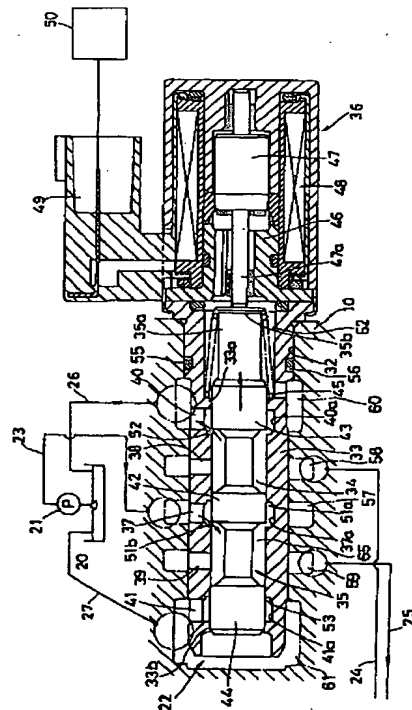
(74) 代理人 弁理士 志賀 富士弥 (外2名)

(54) 【発明の名称】 内燃機関のバルブタイミング制御装置

(57) 【要約】

【課題】 バルブボディの軸方向の長さを短尺化して、制御弁全体のコンパクト化を図る。

【解決手段】 スプロケットの筒状本体とカムシャフトのスリーブとの間に介装された可動体が、前後の進角、遅角油圧室内の相対圧に応じて前後に移動してスプロケットとカムシャフトとの相対回転位相を変換するようになっている。前記両油圧室に油通路24、25を会して作動油圧を給排する油圧回路6の電磁制御弁22は、シリンダブロック10aの保持孔32内に收容された筒状のバルブボディ33と、該バルブボディ33の内部に摺動自在に設けられたスプール弁体35とを備えている。また、スプール弁体35を後端側に付勢するバルブスプリング45を、バルブボディ33の前端部に有する既存の空間部62内に收容した。



#### 【特許請求の範囲】

【請求項1】 機関により回転駆動する回転体と、該回転体から回転力が伝達されるカムシャフトと、回転体とカムシャフトとの間に介装されて、カムシャフト軸方向への撓動に伴い回転体とカムシャフトの回転位相を変換する可動体と、前記回転体の内部前後位置に形成されて、可動体を内部の油圧によりカムシャフト軸方向に移動させる進角側、遅角側の油圧室と、機関運転状態に応じて前記両油圧室にそれぞれ油通路を介して油圧を相対的に給排する油圧回路と、該油圧回路の前記各油通路とドレン通路とを切り換え制御する制御弁とを備えたバルブタイミング制御装置であって、

前記制御弁は、機関本体の保持孔内に収容固定され、一端部にアクチュエータが設けられた筒状のバルブボディと、該バルブボディ内の弁孔内に撓動自在に設けられて油路を切り換えるスプール弁体と、該スプール弁体を一方方向に付勢するバルブスプリングとを備え、前記バルブスプリングを、バルブボディのアクチュエータ側の端部に配置したことを特徴とする内燃機関のバルブタイミング制御装置。

【請求項2】 前記バルブボディのアクチュエータ側の端部は、外周に前記保持孔の内面との間をシールするシールリングの嵌合溝を形成する部位としたことを特徴とする請求項1記載の内燃機関のバルブタイミング制御装置。

#### 【発明の詳細な説明】

##### 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、例えば自動車用内燃機関の吸排気弁の開閉時期を機関運転状態に応じて可変にするバルブタイミング制御装置に関する。

##### 【0002】

【従来の技術】従来のバルブタイミング制御装置としては、例えば特開平7-139319号公報に記載されているものがある。

【0003】概略を説明すれば、機関のクランク軸からタイミングベルトを介して回転力が伝達される筒状のタイミングプーリと、外周にカムを有しかつ一端部に固定されたスリーブがタイミングプーリの筒状本体内に挿通配置されたカムシャフトと、前記筒状本体とスリーブとの間に内外周のはず歯を介して噛合しつつ前後動可能な筒状歯車とを備えている。

【0004】前記筒状歯車は、前記筒状本体の内部に形成された前後の進角、遅角側油圧室に油圧回路を介して給排される作動油圧によって前後方向へ移動することによって、タイミングプーリとカムシャフトとの相対回転位相を変換し、これによって例えば吸気弁の開閉時期を進角あるいは遅角側に制御するようになっている。

【0005】また、前記油圧回路は、オイルポンプと各進角、遅角側油圧室とを連通する油通路に油圧制御弁が設けられ、この油圧制御弁は、機関本体の保持孔内に収

容された筒状のバルブボディと該バルブボディの前端部に設けられた電磁アクチュエータとを備え、バルブボディの内部に大径部と小径部とを備えたスプール弁体を撓動可能に保持すると共に、バルブボディの周壁には、前記油通路と連通する複数の開口部が周方向の一部分に形成されている。そして、この各開口部は溝状に形成され、隣り合う溝についてシール長さが十分に確保できるように円周方向に180°および軸方向に微小距離ずらして配置されている。これによって、バルブボディの全長を短尺化できると共に、シール長さを大きくとることが可能になる。

##### 【0006】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、前記従来のバルブタイミング制御装置にあつては、開口部の形成位置を改良することによってバルブボディの短尺化が図れるものの、前記スプール弁体を一方方向（電磁アクチュエータ側）に付勢するバルブスプリングを、バルブボディの後端部内、つまり電磁アクチュエータと反対側の後端部内に特別に設けられたスプリング収容室に収容するようになっている。このため、かかるスプリング収容室の軸方向の長さ分だけバルブボディ全体の軸長を長く設定しなければならない。換言すれば、スプリング収容室の存在によってバルブボディの軸長の短尺化が自ずと制約され、前述の各開口部の形成位置の改良によっても十分な短尺化が図れなかった。尚、この従来例のバルブボディの前端部には、バルブボディと保持孔との間をシールするシールリングを嵌合保持する嵌合溝が形成されている。

##### 【0007】

【課題を解決するための手段】本発明は、前記従来のバルブタイミング制御装置の実情に鑑みて案出されたもので、請求項1記載の発明は、機関により回転駆動する回転体と、該回転体から回転力が伝達されるカムシャフトと、回転体とカムシャフトとの間に介装されて、カムシャフト軸方向への撓動に伴い回転体とカムシャフトの回転位相を変換する可動体と、前記回転体の内部前後位置に形成されて、可動体を内部の油圧によりカムシャフト軸方向に移動させる進角側、遅角側の油圧室と、機関運転状態に応じて前記両油圧室にそれぞれ油通路を介して油圧を相対的に給排する油圧回路と、該油圧回路の前記各油通路とドレン通路とを切り換え制御する制御弁とを備えたバルブタイミング制御装置であつて、前記制御弁は、機関本体の保持孔内に収容固定され、一端部にアクチュエータが設けられた筒状のバルブボディと、該バルブボディ内の弁孔内に撓動自在に設けられて油路を切り換えるスプール弁体と、該スプール弁体を一方方向に付勢するバルブスプリングとを備え、前記バルブスプリングを、バルブボディのアクチュエータ側の端部に配置したことを特徴としている。

【0008】請求項2記載の発明は、前記バルブボディ

のアクチュエータ側の端部は、外周に前記保持孔の内面との間をシールするシールリングの嵌合溝を形成する部位としたことを特徴としている。

【0009】本発明によれば、前記従来例のような特別なスプリング収容室を形成することなく、バルブボディのアクチュエータ側の端部に有する既存の空間部を利用してバルブスプリングを収容するようにしたため、前述のようなスプリング収容室を廃止することが可能になり、この分バルブボディの軸長を短尺化できる。

【0010】

【発明の実施の形態】図1～図4は本発明の実施の形態を示し、機関のクランク軸からタイミングチェーンを介して回転力が伝達される回転体たるスプロケット1と、一端部軸方向からスリーブ3がボルト4により固定されて、外周に吸気弁を開閉するカムを有するカムシャフト2と、スプロケット1の筒状本体1aとカムシャフト2のスリーブ3との間に介装された可動体5と、該可動体5を機関運転状態に応じてカムシャフト軸方向へ移動させる油圧回路6とを備えている。

【0011】前記スプロケット1は、筒状本体1aのカムシャフト側端部にタイミングチェーンが巻装される歯車部1bがボルト7固定されていると共に、前端部にフロントカバー8がかしめ固定されている。前記筒状本体1aは、前端側内周にはす歯形のインナ歯9が形成されており、また、前記歯車部1bは、折曲された中央側の内周部がカムシャフト2の外周に摺動自在に支持されている。さらに、フロントカバー8は、円筒状を呈し、中央に支持孔8aが形成されている。

【0012】前記カムシャフト2は、スリーブ3側の一端部がシリンダブロック10上のシリンダヘッドの上端部に設けられたカム軸受によって軸受されており、前記スリーブ3は、ほぼ円筒状を呈し、中央に有する隔壁の内部軸方向にボルト挿通孔3aが貫通形成されている。また、スリーブ3は、筒状の固定端部がカムシャフト本体の一端部に嵌合していると共に、筒状の先端部内にボルト4の頭部が嵌合する嵌合溝3bが形成されており、前記筒状先端部の外周には、はす歯形のアウト歯13が形成されている。また、前記嵌合溝3bの底面とフロントカバー8の筒状内周部との間に、スプロケット1とカムシャフト2とを互いに離間する方向に付勢してスプロケット1に対するスラスト力によるカムシャフト2との打音の発生を抑制するコイルスプリング12が弾装されている。

【0013】前記可動体5は、スリーブ3と筒状本体1aとの間に介装された筒状歯車14とピストン15とからなり、筒状歯車14は軸直角方向から2分割された前側歯車構成部と後側歯車構成部とを有すると共に、内外周に前記インナ歯9とアウト歯13に噛合するはす歯形の内外歯14a、14bが形成されている。また、両歯車構成部は、各歯9、13、14a、14b間のバック

ラッシュ隙間を吸収するためにピン16とスプロケットとによって互いに接近する方向へ弾性的に連結されている。前記ピストン15は、筒状を呈し、周方向の所定部位に圧入された支持ピン17を介して後側歯車構成部に連結されている。

【0014】前記油圧回路6は、図1に示すようにピストン15の前側（図中左側）に形成された進角側油圧室18とピストン15の後側（図中右側）に形成された遅角側油圧室19に夫々作動油を給排するようになっており、オイルパン20内の作動油を油圧源であるオイルポンプ21の作動により電磁制御弁22方向に圧送する供給通路23と、電磁制御弁22から分岐して前記各遅角、進角側油圧室18、19に接続される第1、第2油通路24、25と、電磁制御弁22の両端部に接続されて各油通路24、25を介して各油圧室18、19から排出された作動油をオイルパン20内に戻す第1、第2ドレン通路26、27とを備えている。

【0015】前記第1、第2油通路24、25は、油通路構成体30内にほぼ並行に形成されており、第1油通路24の一端部がフロントカバー8内に形成されたクランク状の連通孔28を介して進角側油圧室18に連通し、第2油通路25の一端部が固定用ボルト4とスリーブ3内に形成された連通路29を介して遅角側油圧室19に連通している。前記油通路構成体30は、スプロケット1やカムシャフト2とは別個独立に形成されて、下端部30aが固定ボルトによってシリンダブロック10の側部に固定されている。また、円筒状の上端部32bが前記フロントカバー8の支持孔8a内に耐摩性のシールリング31を介して挿通配置されて、これによって上端部30bによりフロントカバー8つまりスプロケット1の前端部が回転自在に支持されている。

【0016】前記電磁制御弁22は、図2～図4に示すようにシリンダブロック10aの保持孔32内に挿通固定された筒状のバルブボディ33と、該バルブボディ33内の弁孔34に摺動自在に設けられて流路を切り換えるスプール弁体35と、該スプール弁体35を作動させる比例ソレノイド型の電磁アクチュエータ36とから構成されている。

【0017】前記バルブボディ33は、周壁のほぼ中央位置に前記供給通路23の下流端と弁孔34とを連通する供給ポート37が貫通形成されていると共に、該供給ポート37の両側に前記第1、第2油通路24、25の他端部と弁孔34とを連通する第1ポート38及び第2ポート39が夫々貫通形成されている。また、周壁の両端部33a、33b近傍には、両ドレン通路26、27と弁孔34とを連通する第3、第4ポート40、41が貫通形成されている。前記供給ポート37と第3、第4ポート40、41の内周側には、大径段差状の環状グリーブ溝37a、40a、41aが形成されている。

【0018】また、バルブボディ33の電磁アクチュエ

ータ36側の前端部33a外周面には、保持孔32の内周面との間をシールするシールリング55を嵌合保持する環状の嵌合溝56が形成されている。さらに、前記保持孔32の内周面には、前記供給ポート37及び第1～第4ポート38～41に対応する位置に環状の供給用溝57と給排用溝58、59及びドレン溝60、61が夫々形成されている。尚、前記ドレン溝60、61は、その巾長さがほぼ同一に設定されている。

【0019】前記スプール弁体35は、小径軸部の中央に供給ポート37を開閉する大径な第1弁部42を有していると共に、両端部に第3、第4ポート40、41を開閉する大径な第2、第3弁部43、44を有している。また、スプール弁体35は、前端側の支軸35aの一端縁に有する傘部35bと弁孔34の前端側内周壁に有するスプリングシート33aとの間に弾装された円錐状のバルブスプリング45によって図中右方向、つまり第1弁部42で供給ポート37と第2油通路35とを連通する方向に付勢されている。

【0020】すなわち、前記バルブスプリング45は、バルブボディ33の弁孔34の前端部に形成された空間部62内に収容されており、この空間部62は、前述の嵌合溝56を形成するためにバルブボディ33の周壁前端側を若干延長した部位の内部を利用して形成されたものである。

【0021】前記電磁アクチュエータ36は、コア46と移動プランジャ47と、コイル48、コネクタ49などを備え、移動プランジャ47の先端に前記スプール弁体35の傘部35bを押圧する駆動ロッド47aが固定されている。また、電磁アクチュエータ36は、機関運転状態を検出するコントローラ50からの制御信号をコネクタ49で受けて駆動制御されるようになっている。

【0022】そして、図2及び図4に示すように、遅角、進角制御時において、スプール弁体35の最大前方あるいは後方移動に伴って、第1弁部42の両端縁とグループ溝37aの両内端縁との間に形成される供給制御路51a、51bの一方の通路断面積は、同時に第2、第3弁部43、44の各端縁とグループ溝40a、41aの各端縁との間に形成される排出制御路52、53の通路断面積よりも若干大きく設定されている。つまり、排出制御路52、53側が若干絞られている。この絞り量は、各室18、19内に供給される作動油圧による筒状歯車14の移動に影響を与えない大きさに設定されている。

【0023】一方、図3に示すように、中間位置制御時において、スプール弁体35が前後方向の中間位置に存する場合、第3弁部がグループ溝41aの端縁をシールするシール巾aよりも第1弁部42がグループ溝37aの一端縁をシールするシール巾bを小さく設定すると共に、第2弁部43がグループ溝40aの端縁をシールするシール巾dよりも第1弁部42がグループ溝37aの

他端縁をシールするシール巾cを小さく設定して、かかる中間位置において供給ポート37から各油通路24、25を介して各油圧室18、19に作動油がわずかにリークするように形成してある。

【0024】したがって、この実施態様によれば、機関低速負荷時には、コントローラ50から電磁アクチュエータ36にOFF信号が出力され、スプール弁体35がバルブスプリング45のばね力で図2の位置、つまり右方向に移動する。これによって、第1弁部42が一方の供給制御路51bを開成すると同時に、第3弁部43が一方の排出制御路52を開成すると共に、第4弁部44が他方の排出制御路53を閉止する。このため、オイルポンプ21から圧送された作動油は供給ポート37、一方の供給制御路51b、弁孔34、65、第2ポート39、第2油通路25を通過して遅角側油圧室19に速やかに供給されると共に、進角側油圧室18内の作動油が第1油通路24、第1ポート38、弁孔34、他方の排出制御路52、第3ポート40、第1ドレン通路26を通過してオイルパン20内に排出される。

【0025】したがって、遅角側油圧室19の内圧が高、進角側油圧室18が低となつて、筒状歯車14はピストン15を介して図1に示すように最大前端側に移動する。これによって、スプロケット1とカムシャフト2とは一方側へ相対回転して位相が変換され、この結果、吸気弁の開時期が遅くなり、排気弁とのオーバーラップが小さくなって燃焼効率が良好になり、安定した駆動と燃費の向上が図れる。

【0026】また、前述のように筒状歯車14は遅角側油圧室19の高圧化に伴い最大前方向へ移動するが、排出制御路52の絞り効果によって作動油の排出速度が遅くなるため、進角側油圧室18の急激な圧力低下が抑制される。このため、筒状歯車14は、移動応答性が向上すると共に、慣性力による前方向つまり進角側油圧室18方向への過度な移動が抑制される。かかる原理をさらに具体的に説明すれば、両油圧室18、19は比較的圧力を高く保持させながらピストン15の移動制御が行われるため、両油圧室18、19内の作動油の見かけの体積弾性係数の値が大きくなって、ピストン（筒状歯車）15の移動時間遅れが小さくなり、応答性が向上するのである。この原理を式で表すと $P = K \cdot (Q - A \cdot Y) / V$  となり、ここで P：各油圧室18、19の単位時間当たりの圧力、K：作動油の見かけの体積弾性係数、Q：各油圧室18、19への流入出流量、A：ピストンの断面積、Y：ピストン速度、V：各油圧室18、19の体積である。

【0027】したがって、各油圧室18、19の圧力は、作動油の見かけの体積弾性係数に比例することが明らかであり、前記両圧力を高く維持することによってピストン15の移動応答性が向上するのである。

【0028】一方、機関低速低負荷域から高速高負荷域

に移行した場合は、電磁アクチュエータ36に最大パルス巾のON信号が出力されて、スプール弁体35がバルブスプリング45のばね力に抗して図4に示すように左方向へ撓動して、第3弁部43が排出制御路52を閉止すると同時に、第4弁部44が排出制御路53を開成すると共に、第1弁部42が一方の供給制御路51bを閉止し、他方の供給制御路51aを開成する。

【0029】このため、作動油は、他方の供給制御路51a、第1ポート38、第1油通路24を通して進角側油圧室18内に供給されると共に、遅角側油圧室19内の作動油が第2油通路25、第2ポート39、一方排出制御路53、第4ポート41、第2ドレン通路27を通してオイルパン20に排出され、遅角側油圧室19が低圧になる。このため、筒状歯車14は、前述とは逆に最大後端側に移動する。これにより、両者1、2の相対位相変換が行われ、吸気弁の開時期と閉時期が進角制御されて、オーバーラップが大となり、吸気充填効率の向上によって出力が高くなる。

【0030】また、ここで筒状歯車14は、前述と同様に排出制御路53の絞り効果によって遅角側油圧室19の急激な圧力低下が抑制され、移動応答性の向上と過度な移動が防止されて、安定した移動性が得られる。

【0031】次に、機関中速中負荷時に移行した場合は、コントローラ50からの制御信号に基づいてスプール弁体35が図3に示すように、中間位置に移動保持されて供給ポート37、第3、第4ポート40、41の全てを閉止する。したがって、筒状歯車14は所定の中間位置に保持され、これによって吸気弁も所定の開閉時期に制御される。したがって、運転状態に応じた機関性能を十分に発揮させることが可能になる。

【0032】ここで、スプール弁体35の第1弁部42は、その両端縁のシール巾b、cが前述のように小さく設定されているため、供給ポート37に圧送された作動油が前記シール巾b、c面から弁孔34、65内にリークして、さらに各第1、第2ポート38、39、第1、第2油通路24、25を介して各油圧室18、19にわずかに供給される。このため、筒状歯車14をピストン15を介して中間移動位置に安定に保持することが可能になる。

【0033】しかも、スプール弁体35の第1弁部42を軸方向へ大きく設定する必要がなくなるため、その分スプール弁体35の軸方向の長さを短尺化できる。

【0034】また、バルブボディ33は、バルブスプリ

ング45を収容する空間部62が嵌合溝56を形成する部位を利用して形成され、従来のような特別なスプリング収容室を設ける必要がないため、その分バルブボディ33の軸長を短尺化することができる。この結果、前記スプール弁体35の短尺化と相俟って電磁制御弁22全体のコンパクト化が図れる。

【0035】

【発明の効果】以上の説明で明らかなように、本発明によれば、バルブボディのアクチュエータ側の端部に有する既存の空間部を利用してバルブスプリングを収容したため、従来のようなバルブスプリングを収容するための特別なスプリング収容室を形成する必要がなくなるので、その分バルブボディの短尺化が図れ、この結果、制御弁全体のコンパクト化が図れる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施態様を示す断面図。

【図2】本実施態様に供せられる電磁制御弁の縦断面図。

【図3】本実施態様に供せられる電磁制御弁の縦断面図。

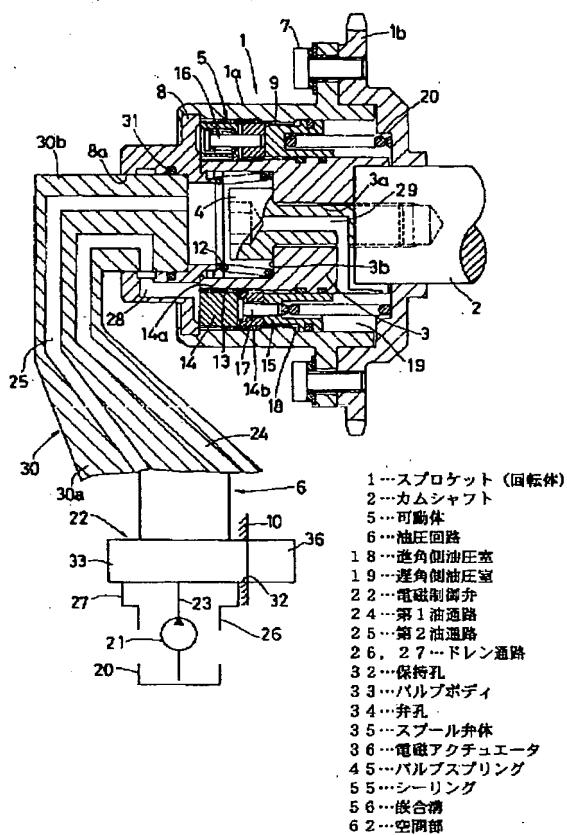
【図4】本実施態様に供せられる電磁制御弁の縦断面図。

【符号の説明】

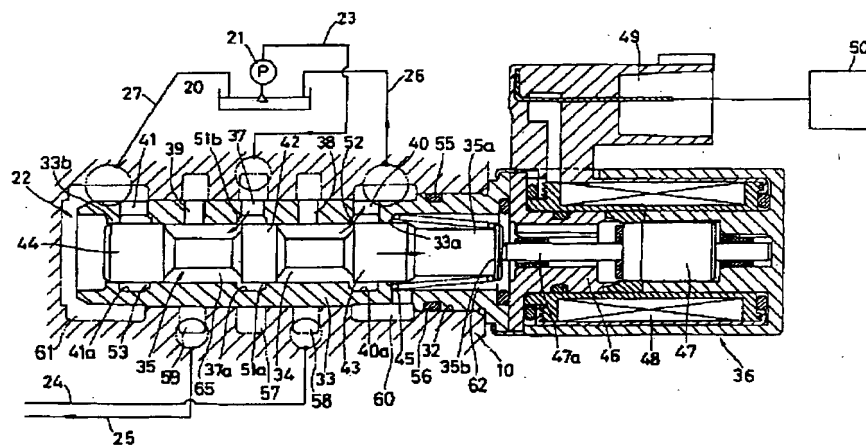
- 1…スプロケット（回転体）
- 2…カムシャフト
- 5…可動体
- 6…油圧回路
- 18…進角側油圧室
- 19…遅角側油圧室
- 22…電磁制御弁
- 24…第1油通路
- 25…第2油通路
- 26、27…ドレン通路
- 32…保持孔
- 33…バルブボディ
- 34…弁孔
- 35…スプール弁体
- 36…電磁アクチュエータ
- 45…バルブスプリング
- 55…シールリング
- 56…嵌合溝
- 62…空間部



【図1】

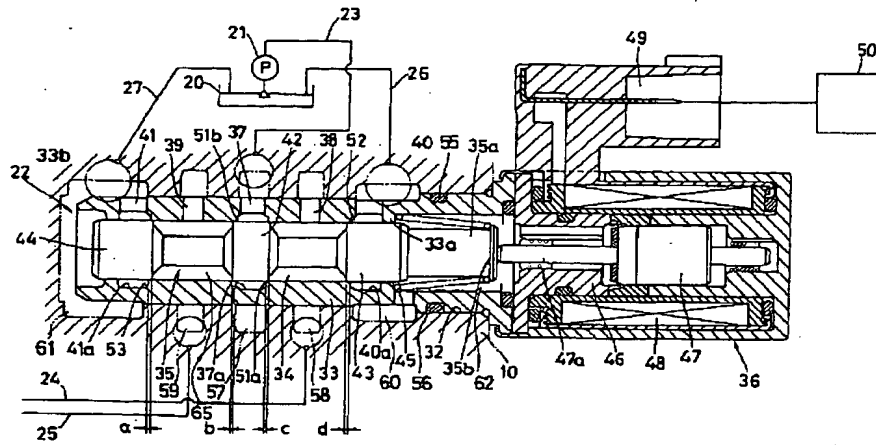


【図2】

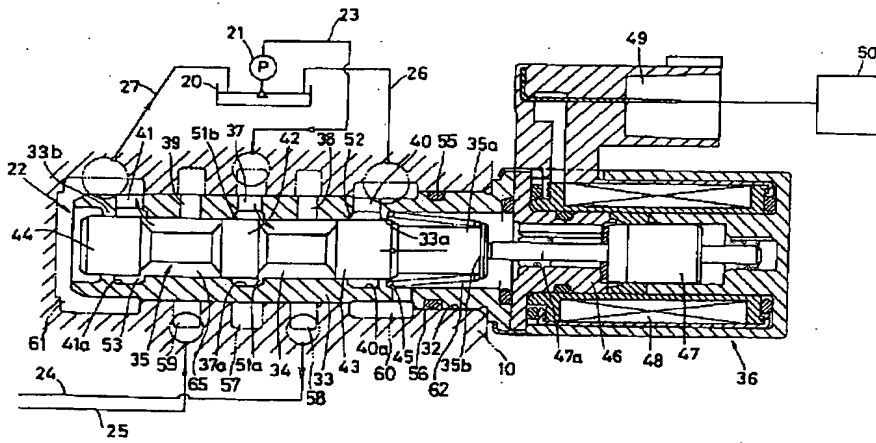




【図 3】



【図 4】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.<sup>6</sup>

F 1 6 K 31/06

識別記号

3 8 5

F I

F 1 6 K 31/06

3 8 5 C

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**